

Ю.А. Невдаха, доц., канд. техн. наук, Г.І. Маломуж, ст. викладач, В.М. Лушніков,
доц., канд. техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет

Аналіз навантажувальної здатності зубчастих передач з різним профілем зубців

В статті проведений аналіз зубчастих передач з різним профілем зубців, показані переваги та недоліки одних передач відносно інших.

зубець, зубчата передача, евольвентне зачеплення, синусоїдальне зачеплення, круговий профіль

В сучаснім машинобудуванні та сільськогосподарському виробництві широко використовуються різноманітні зубчасті передачі. В залежності від передаваного навантаження можливе використання зубчастих передач з евольвентним зачепленням, синусоїдальним та зачепленням Новікова.

Сучасних методів утворення поверхонь зубців зубчастих коліс є близько 50 найменувань. Вибір методу формоутворення зубців залежить від комплексу економічних, експлуатаційних та технологічних вимог, що ставляться до конструкцій зубчастих коліс. Широке застосування має два методи нарізування зубців: обкочування та копіювання.

Серед великої кількості відомих зубчастих передач найбільш поширені передачі з евольвентним профілем зубців. В [1] представлена побудова та розрахунки евольвентного зачеплення. Евольвентне зачеплення має суттєві технологічні та експлуатаційні переваги: простота побудови евольвентних профілів зубців; евольвентні зубці можуть бути точно нарізані простим інструментом рейкового типу; одним інструментом можна нарізати колеса з різним числом зубців; евольвентне зачеплення допускає коригування (виправлення) робочого профілю зубців, що забезпечує кращу роботу здатність, коефіцієнт корисної дії, та інші характеристики передачі. Але евольвентні передачі мають і недоліки: відносно високі вимоги до точності виготовлення та монтажу; шум при роботі з високими швидкостями; потреба у постійному змащуванні; низька несуча здатність за умови контактної втоми активних поверхонь з появою двох видів тертя – кочення ковзання; підвищену чутливість до перекосів осей коліс у зв'язку з лінійним контактом зубців.

Існують зубчасті передачі з круговим профілем зубців (зачеплення Новікова) [2], які використовують у важко навантажених передачах. У зачепленні Новікова лінійний контакт зубців замінено точковим. Точка дотикання даної пари зубців переміщається паралельно полюсній лінії (вісям зубчастих коліс). Використання передач Новікова почалося з передач з одною лінією зачеплення, а в даний час використовують передачі з двома лініями зачеплення. Одностороннє зачеплення Новікова має одну лінію зачеплення при цьому, як правило, у шестерні зубці мають випуклий профіль, а у колеса – ввігнутий. Якщо ведучим є зубчате колесо з випуклим профілем, то точка контакту розташована за полюсом і передачу називають заповлюсною. Якщо ведене колесо з ввігнутих профілем, то передача стає доповлюсною. Для нарізування зубчастих коліс з випуклими і ввігнутими зубцями одного і того ж модуля, необхідно мати дві фрези, виконані в відповідності з контурами випуклого і ввігнутого зубців. Передачі з зачепленням Новікова можливі тільки в косозубому виконанні.

Несуча здатність, обмежується міцністю робочих поверхонь зубців.

Умова контактної міцності робочих поверхонь зубців передачі Новікова та евольвентного зачеплення визначається по формулі Герца

$$\sigma_H = 0.418 \sqrt{\frac{F_n \cdot E_{ID}}{L_K \cdot \rho_{ID}}} \leq [\sigma]_H \quad (1)$$

Аналізуючи величини, які входять в формулу (1) виразимо їх через основні параметри передачі Новікова і порівняємо їх з величинами передачі з евольвентним зачепленням.

Нормальна сила F_n прикладена до поверхні зубців в обох передачах і визначається по формулі:

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha \cdot \cos \beta} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}, \quad (2)$$

де $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$ - колове зусилля;

де T_1 - крутний момент на шестерні;

d_1 - дільний діаметр шестерні;

α - кут зачеплення;

β - кут нахилу зубців;

$K_{H\beta}$ - коефіцієнт враховуючий нерівномірність навантаження зуба по довжині;

K_{HV} - коефіцієнт враховуючий додаткові динамічні навантаження.

Зробивши аналіз формули (2) приходимо до висновку, що нормальна сила F_n в обох передачах буде приблизно однакова.

ρ_{ID} - приведений радіус кривини контактуючих поверхонь.

Для евольвентного зачеплення ρ_{ID} визначають за формулою:

$$\rho_{ID} = \frac{\rho_2 \cdot \rho_1}{\rho_2 + \rho_1} = \frac{d_1 \cdot u \cdot \sin \alpha}{2(u+1) \cdot \cos^2 \beta}; \quad (3)$$

Для зачеплення Новікова ρ_{ID} визначають за формулою:

$$\rho_{ID} = \frac{\rho_2 \cdot \rho_1}{\rho_2 - \rho_1} = \frac{r_1 \cdot u}{(u+1) \cdot \sin \alpha \cdot \sin^2 \beta} \cdot \sqrt{1 + \frac{\cos^2 \alpha}{\operatorname{ctg}^2 \beta}}; \quad (4)$$

Аналізуючи формули (3) і (4) приходим до висновку, що приведений радіус кривини поверхонь зубців передачі Новікова у декілька десятків разів більше ніж у передачі з евольвентним зачепленням, тому передачі Новікова мають підвищену навантажувальну здатність по контактній міцності. При $H \leq 350HB$ вона приблизно в 1,5 ... 1,7 рази більша, ніж у аналогічної по розмірам і матеріалу евольвентної косозубої передачі.

Недоліки – підвищена чутливість до зміни міжосьової відстані; порівняно складний вихідний контур інструмента; деяке зниження зламної міцності в порівнянні з евольвентним профілем. На відміну від евольвентних передач контактна міцність передач з зачепленням Новікова залежить від числа зубців Z , або при постійному d від модуля m .

Можливе виконання у зачепленні Новікова зубців так, щоб одна частина їх профілю була випуклою, а друга – ввігнутою. Тоді вони зможуть мати дозаполосне зачеплення. До заполосне зачеплення має дві лінії зачеплення. Відповідно в 2 рази

збільшується і число точок контакту зубців. В таких передачах зубці шестерні і колеса мають однаковий профіль: випуклий – біля головки, ввігнутий – біля ніжки.

Порівнюємо два варіанта зачеплення Новікова з одною і двома лініями зачеплення. При одній лінії значення у шестерні і колеса різні профілі зубців. Для їх нарізування необхідно 2 різних інструмента (два вихідних контури). При двох лініях зачеплення зубців шестерні і колеса можна нарізати одним інструментом (один вихідний контур). Відповідно навантажувальна здатність передач з двома лініями зачеплення більша, ніж з одною. Тому дозаполосне зачеплення вважається переважним.

Аналіз зубчастих передач з синусоїдальним профілем зубців.

Зубчасті передачі з синусоїдальним профілем зубців [3] мають більший коефіцієнт перекриття, що збільшує навантажувальну здатність передачі, менший питомий тиск на робочих поверхнях зубців за рахунок заміни контакту по лінії на контакт по площині, в полюсі відсутнє ковзання що підвищує коефіцієнт корисної дії, а також зменшує спрацювання робочих поверхонь зубців і рівень шуму, при роботі.

Для більш широкого використання цих видів передач необхідне проведення значних теоретичних та експериментальних досліджень.

Результати досліджень.

Дослідження зубців на втому при згині. При теоретичному дослідженні проаналізовані відмінності у розподіленні напружень у зубцях з синусоїдальним та евольвентним профілями. Для цього була використана система модулювання по створенню робочих поверхонь синусоїдального та евольвентного зубців передач.

Встановлено, що при однаковому навантаженні напруження згину в поперечному перерізу біля основи зуба різні. Ці напруження у зубця з евольвентним профілем концентруються у основи ніжки зубця див. рис. 1, що збільшує вірогідність ламання зубця.

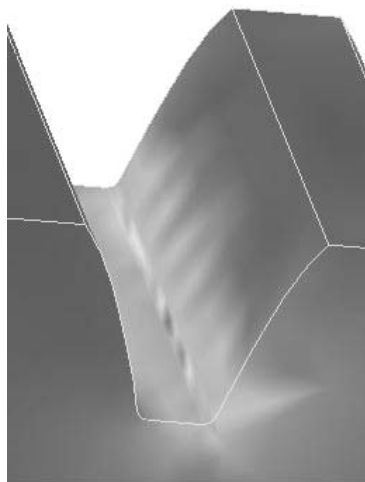


Рисунок 1 – Розподіл напруження у зубця з евольвентним профілем

Для запобігання ламання зубців необхідно збільшувати в декілька разів радіус галтелі біля ніжки зубця, але величина радіуса галтелі обмежена і не може перевищувати 0,3 ... 0,4 модуля зачеплення.

Зубець з синусоїдальним профілем має ніжку окреслену нижніми половинами синусоїди, які і утворюють перехідну поверхню, див рис. 2, тому товщина зубців по діаметру впадин значно більша, а концентрація напружень згину в поперечному перерізу біля основи зубця менша. Це призводить до того що стійкість зубців з синусоїдальним профілем проти втомленого руйнування при згині збільшується.

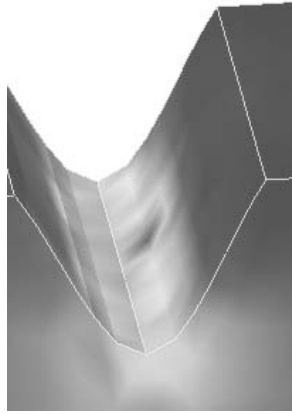


Рисунок 2 – Розподіл напруження у зубця з синусоїдальним профілем

Дослідження активних поверхонь зубців на контактну втому. Для дослідження величини та характеру розподілення контактних напружень на активних поверхнях спряжених зубців були змодельовані синусоїдальна та евольвентна передачі, які мали однакові параметри і однакове навантаження, див. рис. 3. В результаті проведених теоретичних досліджень виявлено, що значення контактних напружень на поверхнях синусоїдальних зубців в (1,25...1,3) рази менше, так як контакт спряжених поверхонь відбувається не по лінії, а по площині. Контакт по площині зменшує тертя ковзання, а відповідно і спрацювання робочих поверхонь зубців.

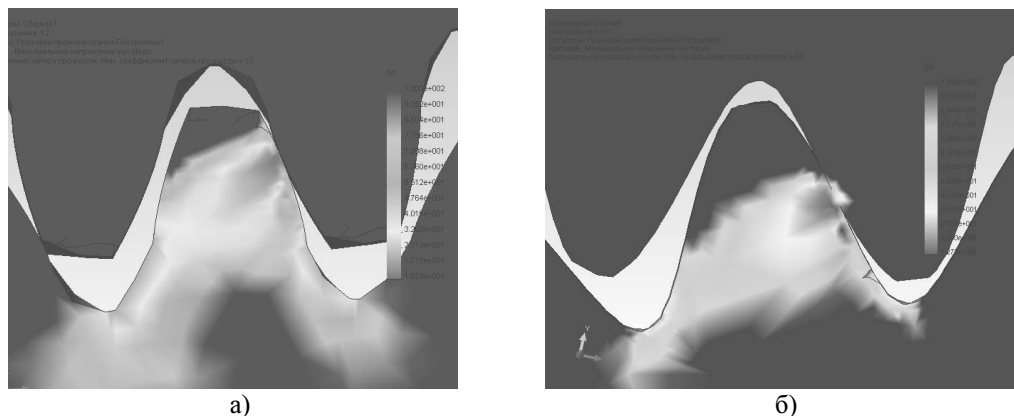


Рисунок 3 - Величина та характер розподілення контактних напружень:
а) у евольвентних передачах; б) у синусоїдальних передачах

По наведених даних можна прийти до висновку, що при однакових параметрах передача з синусоїдальними зубцями має вищу навантажувальну здатність ніж передача з евольвентними зубцями.

Список літератури

1. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. – К.: Вища школа, 1993. – 556 с.
2. А.В. Павленко, Р.В. Федякин, В.А. Чесноков. Зубчатые передачи с зацеплением Новикова. – К.: Техника, 1978. – 143 с.
3. Аникин Ю.В. Синусоидальное зацепление. – Воронеж, 1974. – 64с.

В статтє приведен анализ зубчатых передач с разным профилем зубьев.

In the article the analysis of gearings is resulted with the different type of points